

$$\frac{(y_{Bi} - y_{Di-1}) \left(r \cos \beta_i \frac{d\beta_i}{dV} \right)}{\sqrt{(x_{Di} - x_B)^2 + (y_{Di} - y_{Bi})^2}} = 0. \quad (12)$$

Систему дифференциальных уравнений второго порядка (12) решить аналитически не представляется возможным, поэтому выполним решение ее численным методом Хемминга с применением ЭВМ IBM PC/AT.

Выводы. Динамическая модель тормоза позволяет моделировать стационарные и нестационарные режимы трения, задаваясь соответствующим законом изменения угловой скорости колеса. Геометрия профиля контакта может быть задана определенным законом изменения радиуса колеса. Торможение по системе многих единиц может моделироваться уве-

личением количества уравнений в теоретической модели.

Список литературы

1. Коптовец А.Н., Денищенко А.В., Таран И.А. Структура тормозной передачи шахтных локомотивов // Уголь Украины. – 1997. – № 4.
2. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.
3. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. В 3 т. Т.1. Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Самусею 15.01.10

УДК 531.391+539.4:622.673

© Д.Л. Колосов, 2010

Д.Л. Колосов

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНОЇ МОДЕЛІ НАВАНТАЖЕННЯ ПЛОСКОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА В ПРИЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ

Розглянуто питання, пов'язані з особливостями конструкції причіпних пристроїв, прийнятних для плоских гумотросових тягових органів; досліджено математичну модель напруженого стану гумотросового каната в причіпному пристрої.

Рассмотрены вопросы, связанные с особенностями конструкции прицепных устройств, приемлемых для плоских резинотросовых тяговых органов; исследована математическая модель напряженного состояния резинотросового каната в прицепном устройстве.

The article deals with issues, related to the features of the construction of connecting appliances, suitable for flat rubber-lined ropes; a mathematical model of the stress-deformed state of rubber-lined rope in the connecting appliance is investigated.

Актуальність роботи. Найбільш істотними технічними параметрами для розрахунку параметрів і конструкцій погумованих канатів для шахтних підіймальних установок є надійність та підвищений термін експлуатації, а також економічний ефект від їх впровадження. Внаслідок цього робота, присвячена встановленню умов взаємодії каната з елементами машини, розробці вимог та методу розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) погумованого каната шахтної підіймальної машини на ділянках, де мають місце значні контактні та зсувні напруження циклічного характеру та великі деформації гуми, є актуальною.

Сучасний стан питання. Причіпні пристрої забезпечують з'єднання каната, включаючи і головно, із посудиною. Таке функціональне призначення пристрою, його розташування в єдиній системі підвішування вантажу накладає на причіпні пристрої особливі умови по його міцності і надійності. Проведені раніше дослідження [1] присвячені розробці нової математичної моделі і дослідженню напружено-

деформованого стану плоского погумованого каната на барабані шахтної підіймальної машини. Були встановлені закономірності розподілу напружень у канаті при його згині на ведучому шківі тертя шахтної підіймальної машини й у періоди її зупинення (без урахування сил тертя); обґрунтовані конструктивні параметри оболонки канатів. Подальше дослідження напруженого стану каната в причіпних пристроях необхідно для обґрунтування норм експлуатації канатів.

Мета досліджень – розробка теорії та методу розрахунку напруженого стану каната в причіпних пристроях вантажних посудин для підвищення термінів експлуатації канатів великої одиничної довжини.

Для досягнення вказаної мети розв'язуються наступні наукові завдання:

1. Обґрунтування методу розрахунку напружено-деформованого стану погумованих підйомних та тягових канатів на ділянках їх взаємодії з причіпними пристроями посудин для застосування їх як головних на шахтних підіймальних машинах.

2. Створення математичної моделі напружено-деформованого стану погумованого каната в місці приєднання до підіймальної посудини підіймальної машини.

3. Дослідження впливу товщини гумової обкладинки на розподіл напружень в канаті на ділянці взаємодії каната з причіпним пристроєм посудини підіймальної машини та визначення мінімальної товщини обкладинки з умови міцності на цій ділянці.

Основний зміст роботи. Для підвищення посудини до плоского тягового органа в піднімальних машинах можуть використовуватися різні по конструкції причіпні пристрої. Розглянемо схему запанцерування [2] (рис. 1), відповідно до якої канат обгинає основний (нижній) і обвідний (верхній) барабани; між основним барабаном і канатом діє сила тертя. Таким чином, зусилля від каната до посудини передається робочою і неробочою гілками, а також силами тертя по барабану.

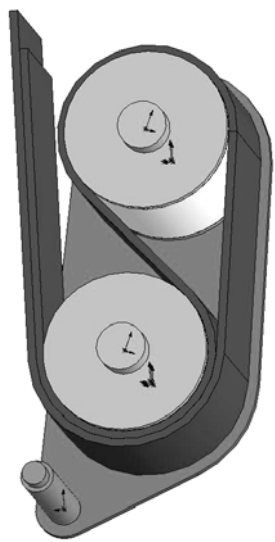


Рис. 1. Пристрій запанцерування плоского каната (зі знятою бічною пластинною)

Наявність сили тертя зменшує натяг у неробочій гілці каната, отже при цьому потрібне менше зусилля притиснення неробочої гілки каната до робочої. Зазначена схема взаємодії каната з барабаном забезпечує перевищення зусилля в робочій гілці над натягом холостої. І ця умова в процесі експлуатації підвісного пристрою повинна постійно виконуватися. З цією метою обвідний барабан приєднаний шарнірно, що забезпечує зрівноважування натягу неробочої і робочої гілок, отже зусилля в неробочій гілці буде меншим, ніж половина зусилля в робочій гілці каната. Величини напружень будуть залежати від радіусів барабанів і зусиль натягу каната в місцях їх взаємодії. Таким чином, навантаження, які передаються канатом, є вихідними даними при проектуванні причіпних пристроїв. Отже, допустимий напружений стан каната варто формувати тільки діаметрами барабанів. З урахуванням викладеного, приймемо наступну схему навантаження гілок каната на основному барабані

(рис. 2). Уведемо циліндричну систему координат. Початок осі x помістимо в перетин початку контакту каната з барабаном, як показано на рисунку. При цьому поточне значення x буде визначатися радіусом барабана (збільшеним на товщину каната), помноженим на поточний кут. Вигин каната на барабані обумовлює його тиск на барабан розподіленим зусиллям q . Притиснення каната до барабана призводить до появи розподіленої сили тертя τ . Зусилля натягу P_0 гілок каната рівні між собою, тому що врівноважуються обвідним барабаном. Сума сил у гілках каната дорівнює робочому навантаженню каната $P_1 + P_2 = P$. Величина сили тертя істотно впливає на перерозподіл сил. Тому при дослідженнях варіювали в межах двох крайніх випадків: дотичне зусилля дорівнює нулеві, інтеграл дотичних зусиль по поверхні тертя дорівнює зовнішньому навантаженню. У загальному випадку розподіл сил може залежати від напрямку сили тертя. Напрямок сили тертя може змінитися у випадку появи слабини в канаті, наприклад, під час стоянки машини. У цьому випадку натяг неробочої гілки може перевершити натяг у робочій. У свою чергу такий розподіл сил призведе до зростання сил зсуву неробочої гілки щодо робочої. Для виключення проковзування каната в жимках необхідне збільшення вихідного зусилля затиснення.

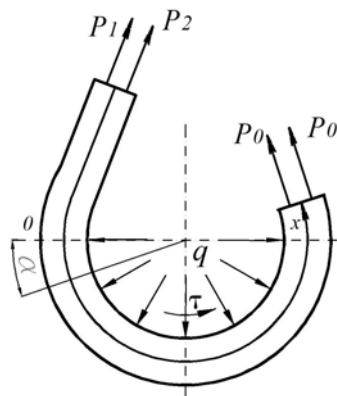


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження каната на барабані причіпного пристрою

Рішення поставленої задачі здійснювалося з використанням методів комп'ютерного скінченно-елементного моделювання в середовищі універсального пакета COSMOSWorks, інтегрованого в CAD-систему SolidWorks [3]. На барабані вирізували дугову ділянку каната, визначувану центральним кутом 5-6 градусів. Діаметр основного барабана при проведенні розрахунків змінювали в широкому діапазоні і досліджували напружено-деформований стан гумової матриці. Таким чином, діаметр барабана перевірявся на умову забезпечення міцності гумової оболонки каната; товщина гумової оболонки приймалася також із умови її міцності.

Приймалися наступні умови закріплення тросів і завдання зовнішнього навантаження відповідно до розрахункової схеми [4]:

– троси з обох кінців гілок каната навантажені зусиллями, які визначаються відповідно до рівняння Ейлера;

– на контакті стрічок прикладена сила тертя, що визначається залежно від тиску стрічок одна на одну;

– нижня поверхня стрічки на барабані закріплена наступним чином: радіальні і бічні переміщення заборонені, а переміщення по барабану (уздовж тросів) дозволені;

– прикладена зовнішня сила, спрямована по дотичній до поверхні каната. Ця сила моделює сили взаємодії нижньої гілки каната з барабаном.

Скінченно-елементна модель такої взаємодії і результати математичного моделювання наведені на рис. 3-4.

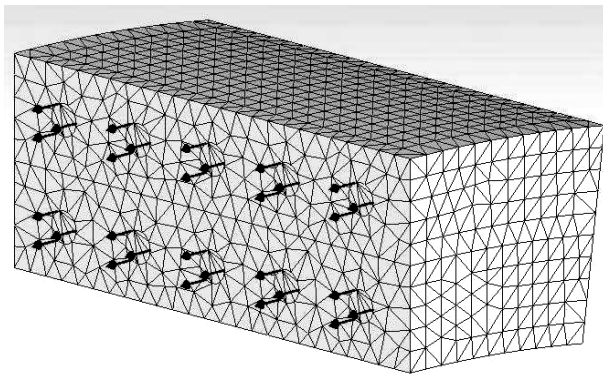


Рис. 3. Скінченно-елементна модель плоского каната

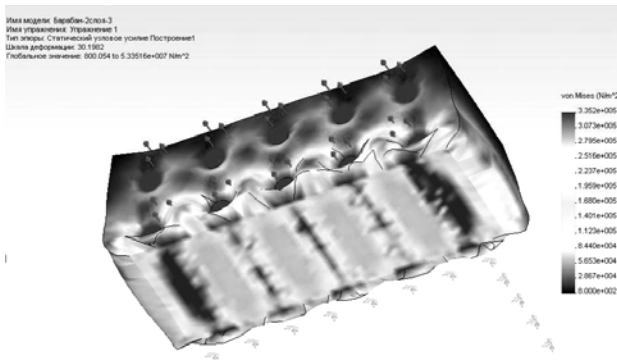


Рис. 4. Графік еквівалентних напружень по Мізесу

На основі аналізу отриманих результатів був досліджений вплив товщини гумової оболонки каната і радіуса основного барабана на зусилля в гілках каната на ділянках між основним і обвідним барабанами причіпного пристрою. При цьому для одержання результатів у загальному вигляді прийняли наступні залежності для товщини гумового прошарку і довжини контакту барабана і каната L

$$h = (n+1)d, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots;$$

$$L = 10\pi(i+1)d, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots,$$

де d , h – діаметр троса і відстань між тросами в отриманій двохшаровій конструкції

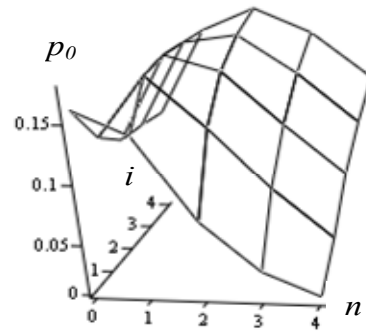


Рис. 5. Залежність зусилля в гілках каната між основним і обвідним барабанами в причіпному пристрої P_0 від товщини гумової оболонки каната і довжини контакту каната з барабаном, виражених відповідно через n та i

З графіка (рис. 5) видно, що збільшення товщини каната істотно знижує зусилля в тросах каната на розглянутій ділянці. Тоді як збільшення довжини контакту при малій товщині гумової оболонки несуттєво впливає на це зусилля. Максимальний натяг практично не перевищує 15% від робочого зусилля P . На таке зусилля необхідно розраховувати обвідний барабан пристрою запанцерування за умови відсутності ковзання каната по барабану і відносному ковзанні шарів. Отже, інтеграл сил тертя по дузі контакту в загальному випадку дорівнює 85-100% P . У випадку умовного мінімального зусилля зчеплення між шарами виникає розподілена змінна на дузі контакту α

сила тертя $p_1 = P \frac{e^{f_0(\alpha_k - \alpha) - f_1 \alpha_k}}{2}$ з початком у перетині початку дуги контакту каната з барабаном.

З аналізу можна зробити також ряд висновків. Так, дальня від барабана гілка каната характеризується наступними особливостями навантаження:

а) вона навантажена тільки зусиллями розтягу;

б) у перетині $\alpha = 0$ (у перетині набігання на ба-

рабан) вона навантажена зусиллям $p_1 = P \frac{e^{(f_0 - f_1)\alpha_k}}{2}$,

що залежно від співвідношення коефіцієнтів тертя може бути і більшим і меншим 0,5 P ;

в) у перетинах $\alpha \geq \alpha_k$ вона навантажена зусиллям розтягання вдвічі меншим у порівнянні з зусиллями, визначеними за законом Ейлера. Це обумовлено наявністю обвідного барабана в конструкції причіпного пристрою, коли в обох гілках діють рівні зусилля натягу.

Навантаження гілки, віддаленої від барабана в перетині $\alpha = 0$ істотно залежить від співвідношення значень коефіцієнтів тертя каната по поверхні його взаємодії з барабаном f_0 і гілок каната при взаємодії між собою f_1 . У ній може діяти зусилля: а) стиску,

якщо $e^{(f_0 - f_1)\alpha_k} > 2$; б) рівне P , при $f_0 = f_1$; в) менше, чим P , якщо $f_0 < f_1$.

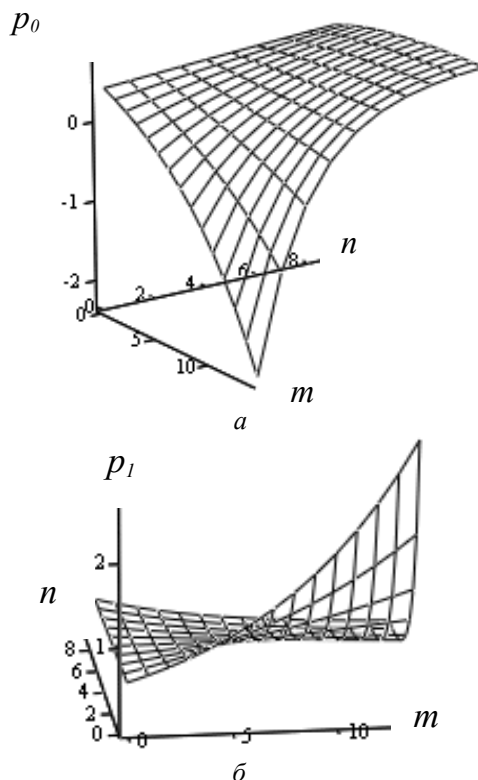


Рис. 6. Залежності внутрішніх зусиль у гілках каната при $\alpha = 0$ від кута охоплення барабана канатом $\alpha_k = \frac{(m+1)}{10}\pi$ і від значення коефіцієнта тертя $f_0 = \frac{(n+1)}{10}$: а – для гілки, ближньої до барабана; б – для гілки, віддаленої від барабана

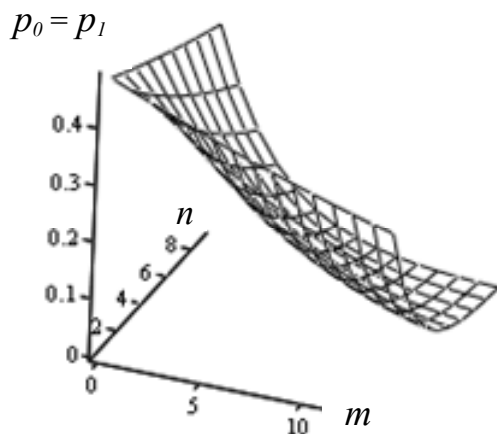


Рис. 7. Залежність внутрішніх зусиль у гілках каната від кута охоплення барабана канатом і значення коефіцієнта тертя

На підставі отриманих рішень побудовані графіки залежності внутрішніх зусиль у гілках каната при $f_1 = 0,6$, $\alpha = 0$ і при $\alpha = \alpha_k$. На рис. 6 показані залежності для нульової і першої гілки каната відповідно. Залежність внутрішніх зусиль у гілках каната від кута охоплення барабана канатом і від значення

коефіцієнта тертя показані на рис. 7. Графічна залежність побудована при коефіцієнті тертя $0,1 \leq f_0 \leq 1$ і куті вигину на барабані $0,1\pi \leq \alpha_k \leq 1,5\pi$. З аналізу графіків видно, що при значеннях коефіцієнта тертя $f_0 \leq 0,5$ і $\alpha_k \leq \pi$ гілки каната навантажені силами розтягання, а зусилля в гілках каната в перетині $\alpha = \alpha_k$ не перевищують 20% робочого навантаження. Такий характер розподілу сил зберігається і за умови, коли $f_1 = 1$, що має місце в реальних конструкціях причіпних пристроїв.

Висновки

Розроблено скінченно-елементну модель плоского гумотросового каната, що дозволяє визначати його напружено-деформований стан при взаємодії з барабаном причіпного пристрою в найбільш небезпечних точках перетину. Показано, що збільшення товщини каната істотно знижує зусилля в тросах каната на розглянутій ділянці. Збільшення довжини контакту при малих товщинах гумової оболонки не суттєво впливає на це зусилля. Максимальний натяг практично не перевищує 15% від робочого зусилля. Навантаження у віддаленій від барабана гілці в перетині набігання на барабан істотно залежать від співвідношення коефіцієнтів тертя каната по барабану і каната по канату. У ній може виникати: а) стиск, якщо $e^{(f_0-f_1)\alpha_k} > 2$; б) зусилля, рівне P , якщо $f_0 = f_1$; в)

менше, чим P , якщо $f_0 < f_1$. Відхиляючий барабан варто розраховувати на міцність з умови його навантаження зусиллям, що складає 40% робочого навантаження. Його діаметр варто вибирати з умови навантаження каната зусиллям, рівним 20% робочого навантаження. Важливо, щоб коефіцієнт тертя каната по барабану не був меншим, ніж цей же коефіцієнт для гілок каната.

Список літератури

1. Колосов Д.Л. Конечнo-элементная модель плоского резинотросового каната на ведущем шкиве трения // Научный вестник НГУ. – 2007. – № 2. – С. 58-60.
2. Патент України № 34230. Підвісний пристрій для плоского каната / Л.В. Колосов, С.І. Чеберячко, Д.Л. Колосов; опубл. 16.06.2003. Бюл. № 6.
3. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
4. Блохин С.Е., Колосов А.Л., Колосов Д.Л. Влияние геометрических параметров прицепного устройства и механических характеристик каната на его напряженное состояние // Необратимые процессы в природе и технике: Матер. междунар. конф. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – С. 193-195.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Самусею 14.12.09